九州大学学術情報リポジトリ
Kyushu University Institutional Repository

内面螺旋溝付管内単相流の熱伝達および圧力損失

小山，繁
九州大学機能物質科学研究所

井上，順広
九州大学大学院 総合理工学研究科 博士後期課程

平國，悟
九州大学大学院 総合理工学研究科 博士前期課程

桑原，憲
九州大学機能物質科学研究所

他

https://doi.org/10.15017/6612

出版情報：九州大学機能物質科学研究所報告. 6 (2), pp.79-86, 1993-03-20. 九州大学機能物質科学研究所
バージョン：
権利関係：

KYUSHU UNIVERSITY

機能物質科学研究所
報告 第6巻 第2号
pp. 79～86 (1992)

内面螺旋溝付管内単相流の熱伝達および圧力損失

小山　繁・井上　順広*・平國　悟**
桑原　憲・藤井　哲

Heat Transfer and Pressure Drop of Single Phase Flow inside Internally Grooved Tubes

Shigeru KOYAMA, Norihiro INOUE*, Satoshi HIRAKUNI**
Ken KUWAHARA and Tetsu FUJII

Experiments on single phase heat transfer and pressure drop inside three kinds of internally grooved tubes and a smooth tube were carried out using water and HCFC22 vapor as test fluids. For the case of water, the average heat transfer coefficient over the 1000mm long test section heated electrically and the static pressure drop through the 1400mm long test section were measured in the range of mass velocities of 230 to 1420kg/(m²s), Reynolds numbers of 8×10^2 to 1.6×10^4 and heat flux of 10 to 47kW/m². For the case of HCFC22 vapor, the average heat transfer coefficient over the 800mm long test section, which was heated by water flowing in a surrounding annulus, was measured in the range of mass velocities of 110 to 220kg/(m²s), Reynolds numbers of 7×10^4 to 2×10^5, vapor pressures of 0.4 to 0.65MPa and heat flux of 5 to 35kW/m². For the smooth tube, the measured friction factors agree well with a theoretical equation for fully developed laminar flow inside a smooth tube in the range $Re \lesssim 2\times10^3$ and the Colburn equation in the range $Re \gtrsim 3\times10^3$. The measured heat transfer coefficients in the range $3\times10^3 \lesssim Re \lesssim 7\times10^3$ are in better agreement with the values predicted by the Gnielinski equation using the Blasius equation than those using the Colburn equation. For the internally grooved tubes, the measured friction factors are about 20% higher than the theoretical equation for a smooth tube in the range $Re \lesssim 2\times10^3$ and about 5 to 9% higher than the Blasius equation in the range $3\times10^3 \lesssim Re \lesssim 7\times10^3$. In the range $Re \gtrsim 7\times10^3$, the measured values increase with the increase of Reynolds number, having a different tendency from empirical equations for a smooth tube. The measured heat transfer coefficients for the grooved tubes agree well with those for the smooth tube in the range $3\times10^3 \lesssim Re \lesssim 7\times10^3$, while the former values are higher than the latter ones in the range $Re \gtrsim 7\times10^3$. An empirical equation for heat transfer coefficients of the grooved tubes is also obtained in the range $10^4 \lesssim Re \lesssim 2\times10^5$.

受理日　平成4年12月8日
* 九州大学大学院 総合理工学研究科　博士後期課程
** 九州大学大学院 総合理工学研究科　博士前期課程

1．諸　言

平滑管内の単相乱流強制対流熱伝達の研究は従来から多くなされており，熱伝達係数の整理式も多く提案されている[1]。それらの中でも一般によく使用されている式として Dittus-Boelter[2] の式，Petukhov[3] の式および Gnielinski[4] の式がある。ここに，Dittus-Boelter の式（適用範囲：レイノズル数 Re について $10^4 < Re < 10^5$，プラントル数 Pr について $1 < Pr < 10$）は簡便な形であり，Petukhov の式（適用範囲：$10^4 < Re < 10^6$，$1 < Pr < 2 \times 10^3$）は管内面の粗さの影響を考慮した形となっている。また，Gnielinski の式は Petukhov の式を修正して低レイノルズ数域（$Re \gtrsim 3 \times 10^3$）まで適用範囲を拡張したものである。一方，蒸発器および凝縮器の伝熱管として最近よく使用されている内面螺旋溝付管の単相乱流強制対流熱伝達に関する研究は少ない。伊藤ら[5] は液単相流において内面螺旋溝付管内の圧力損失を測定し，溝深さ，溝角度が管摩擦係数におよぼす影響を考察しているが，熱伝達係数については触れていない。吉田ら[6] および Khanpara [7] は，フロン系冷媒の内面螺旋溝付管内の蒸発熱伝達の実験的研究に際して，実験装置の特性を確認するために液単相熱伝達の実験を行っているが，その特性について詳細には検討していない。

本研究は，フロン系冷媒の内面螺旋溝付管内の蒸発および凝縮熱伝達特性を解明するための基礎資料を得ることを目的とし，供試流体として水を用いて平滑管と3種類の内面螺旋溝付管について，それらを管外から一様熱流束で加熱し，$3 \times 10^3 \lesssim Re \lesssim 1.3 \times 10^4$ の液単相熱伝達係数および $8 \times 10^2 \lesssim Re \lesssim 1.6 \times 10^4$ の管摩擦係数の測定を行い，その結果と従来の平滑管の熱伝達係数および管摩擦係数の整理式との比較を行う。また，蒸気圧縮式ヒートポンプを用いた HCFC22 の内面螺旋溝付管内蒸発の実験[8] で得られた蒸気単相域（$7 \times 10^4 \lesssim Re \lesssim 1.6 \times 10^5$）のデータも含めて内面螺旋溝付管内の熱伝達特性を検討する。

記　号

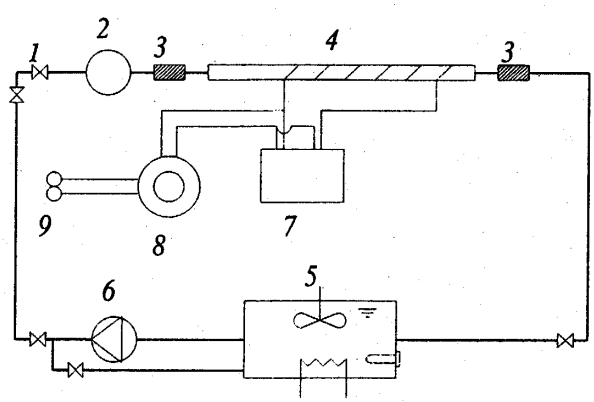
Cp	：定圧比熱	J/(kg・K)
d_i	：伝熱管平均内径	m
f	：管摩擦係数	—
G	：質量速度	kg/(m²・s)
Nu	：ヌセルト数	—
ΔP	：圧力損失	MPa
Pr	：プラントル数	—
Q	：加熱量	W
q	：熱流束	W/m²
Re	：レイノルズ数	—
T	：温度	K
ΔT	：対数平均温度差	K
W	：質量流量	kg/s
z	：伝熱管加熱部の長さ	m
Δz	：圧力損失を測定した区間の長さ	m
α	：熱伝達係数	W/(m²・K)
ρ	：密度	kg/m³

添　字

1	：伝熱管入口から956mmの壁面温度測定位置
2	：伝熱管入口から1365mmの壁面温度測定位置
3	：伝熱管入口から1772mmの壁面温度測定位置
in	：伝熱管入口
out	：伝熱管出口
s	：供試流体
w	：伝熱管内壁面平均
wi	：伝熱管内壁面
wo	：伝熱管外壁面

2．実験装置および実験方法

図1に実験装置の系統図を示す。熱源タンク(5)内で一定温度（20℃）に保たれた供試流体の水は，ポンプ(6)，流量調整弁(1)，容積式流量計(2)，入口混合室(3)，電気加熱された供試伝熱管(4)，および出口混合室(3)

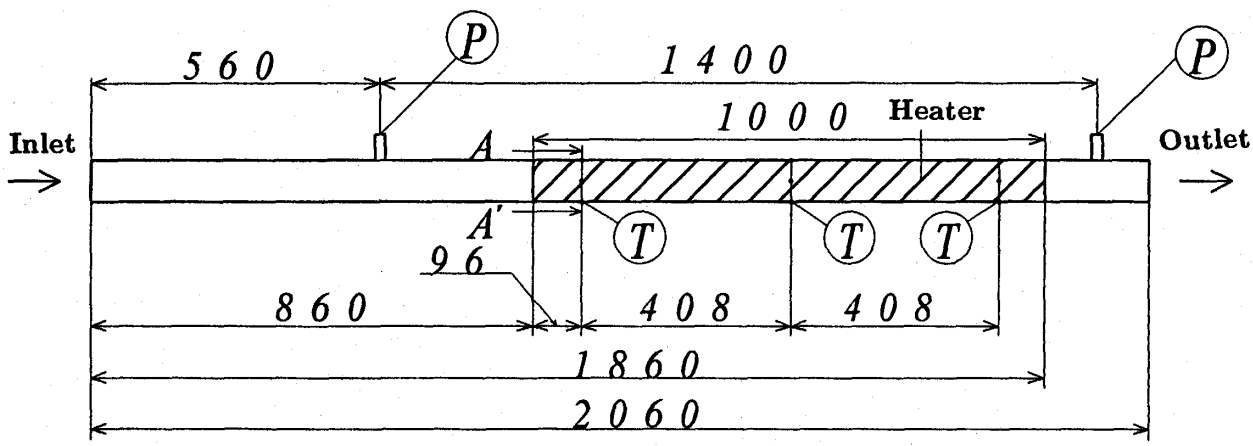


(1) Flow control valve
(2) Flow meter
(3) Mixing chamber
(4) Test tube
(5) Source water tank
(6) Pump
(7) Power meter
(8) Variable resistor
(9) AC 100V power source

図1．実験装置系統図

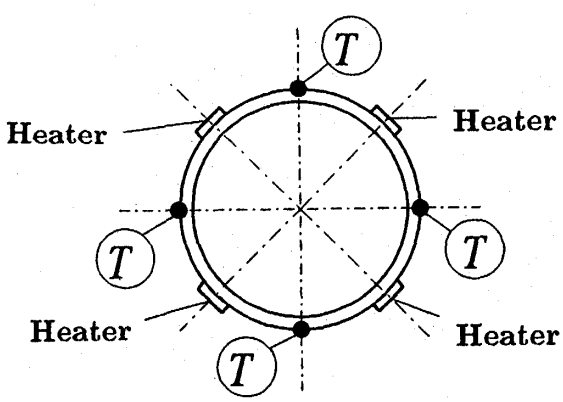
表1．供試伝熱管の仕様

Tube type			Grooved (1)	Grooved (2)	Grooved (3)	Smooth
Shape of Groove			*trapezoidal*	*trapezoidal*	*triangular*	–
Outer diameter	D	(mm)	9.52	10.00	9.52	9.50
Inner diameter	d	(mm)	8.52	8.14	8.16	7.90
Wall thickness	TF	(mm)	0.30	0.53	0.77	0.8
Fin height	h	(mm)	0.20	0.17	0.15	–
Helix angle	β	(°)	18	18	30	–
Number of fin	N	(–)	60	60	60	–

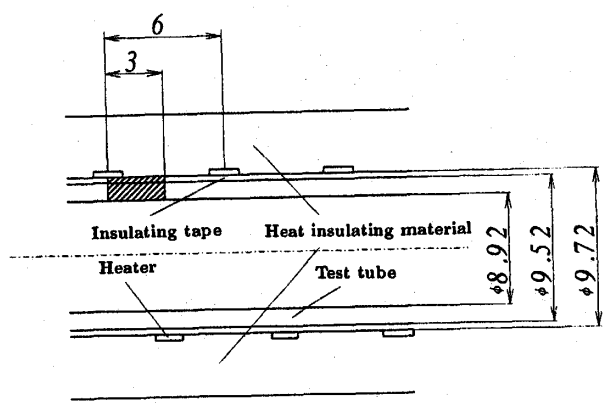


T : Hot junction of thermocouple
P : Pressure tap

(a) 全 体 図



(b) 加熱部のA－A′断面図



(c) 加熱部の管軸を含む断面図

図2．供試伝熱管

を経て再び熱源タンクに戻る。伝熱管への電気入力は，伝熱管の出入口の混合室(3)での供試流体温度差が約5℃になるように可変抵抗器(8)で調整し，電力計(7)で測定した。なお，混合室での供試流体の温度測定には白金測温抵抗体（シース外径φ2mm）を用いた。

図2は実験に使用した伝熱管の概略および加熱部詳細を示す。伝熱管の全長は2060mm で，入口から860 mm を助走区間とし，その下流の1000mm が加熱部（図2(a)の斜線部）である。加熱部は，伝熱管上に厚さ0.05mm のポリイミド絶縁テープを二重に巻き，その上に幅1mm，厚さ0.07mm のカンタル加熱線を4本並列にピッチ6mm で螺旋状に巻いたものである。さらにその上を絶縁テープで固定し，厚さ45mm のグラスウールで断熱した（図2(c)），図2(a)，(b)には壁温測定用のT熱電対（素線径0.13mm）の温接点位置および圧力測定用のタップの位置も示した。T熱電対の温接点は，伝熱管入口から956mm，1364mm，1772 mm のそれぞれの位置の管外周表面に4点，計12点，加熱線と重ならないように埋め込んでいる。また，圧力タップは伝熱管の入口から560mm と1960mm の位置に取り付けており，その間の圧力差は水柱マノメータにより測定した。なお，図2(c)中の斜線部分は，付録に示す伝熱管の内壁面熱流束分布の見積りに用いた計算領域である。

表1は供試伝熱管として使用した平滑管と3種類の内面螺旋溝付管の仕様を示す。

3．実験データの整理方法

加熱区間で実際に流体（水）に伝えられる熱量Qは，次式より求める。

$$Q = W_s Cp_s (T_{sout} - T_{sin}) \tag{1}$$

ここに，W_sは質量流量，Cp_sは定圧比熱，T_{sout}は混合平均出口温度，T_{sin}は混合平均入口温度を表す。なお，投入電力は上式で求めたQに比して最大6％高い値である。

伝熱管内壁面熱流束qは加熱部で一様とし，次式で求める。

$$q = Q/(\pi d_i z) \tag{2}$$

ここに，d_iは平均内径，zは伝熱管加熱部の長さである。本実験の伝熱管は，その外表面を一定間隔で離散的に加熱する方式（図2）となっているが，qの分布が一様となることは二次元定常熱伝導の計算であらかじめ確認している（付録参照）。

液単相熱伝達係数αは次式で定義する。

$$\alpha = q/\triangle T \tag{3}$$

ここに，代表温度差$\triangle T$は次式の対数平均温度差である。

$$\triangle T = \frac{(T_w - T_{sin}) - (T_w - T_{sout})}{\ln\{(T_w - T_{sin})/(T_w - T_{sout})\}} \tag{4}$$

上式中の管内壁面平均温度T_wは，管軸方向の異なる3ヶ所の位置での周方向4点のそれぞれの外壁面温度T_{wo}から半径方向の一次元定常熱伝導の式を解いて求めた内壁面温度T_{wi}の平均値T_{wi1}，T_{wi2}およびT_{wi3}に，それぞれの熱電対が代表する面積の重みをかけて平均した値であり，次式で与えられる。

$$T_w = 0.3\,T_{wi1} + 0.408\,T_{wi2} + 0.292\,T_{wi3} \tag{5}$$

管摩擦係数fは，次式で定義する。

$$f = \frac{\triangle P\, d_i\, \rho_s}{2\triangle z\, G_s^2} \tag{6}$$

ここに，$\triangle P$は差圧，ρ_sは流体の密度，$\triangle z$は圧力タップ間の距離およびG_sは質量速度を表す。

4．実験結果

表2は各伝熱管の熱伝達特性の実験範囲を示す。熱伝達係数の測定は，レイノルズ数Reが$3\times10^3 \leq Re \leq 1.3\times10^4$で，熱流束$q$が$10 \leq q \leq 47$（kW/m²）の範囲で行った。なお，管摩擦係数$f$の測定は$Re$が$8\times10^2 \leq Re \leq 1.6\times10^4$の範囲で行った。

4．1　管摩擦係数

図3は，レイノルズ数Reに対して管摩擦係数fを示す。○印，△印および□印は，それぞれ溝付管1，2および3の測定値であり，●印は平滑管の測定値である。また，実線，破線，長破線および一点鎖線は，それぞれ十分発達した層流域での理論式，Blasius[9]の式，Colburn[9]の式および Filonenko [10] の式を示す。

表2．熱伝達特性の実験範囲

Tube type	Grooved (1)	Grooved (2)	Grooved (3)	Smooth
Mass velocity $(kg/m^2 \cdot s)$	233～1163	252～1262	256～1280	283～1417
Reynolds number Re (−)	3200～11600	3180～11600	3300～12200	3500～12800
Heat flux (kW/m^2)	10.0～42.4	10.8～44.1	10.9～44.4	11.4～46.8
Prandtl number Pr (−)	6.5～6.6	6.5～6.6	6.5～6.7	6.5～6.7

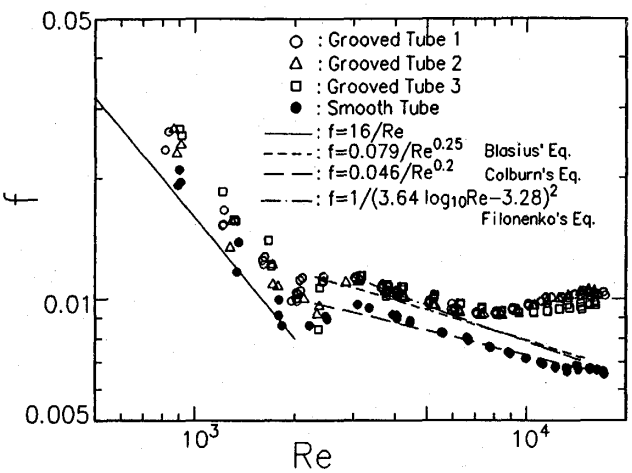


図3．fとReの関係

平滑管の場合，$Re \lesssim 2 \times 10^3$の層流域では，測定値と実線との差異は−2％～+20％以内である。$3\times10^3 \lesssim Re \lesssim 10^4$の乱流域では，測定値はColburnの式（長破線）と±5％以内の差異で一致しており，Blasiusの式（破線）およびFilonenkoの式（一点鎖線）に対しては約10％低い値を示す。そして$Re \gtrsim 1.3 \times 10^4$では測定値はほぼ一定となる。

溝付管の場合，$Re \lesssim 2 \times 10^3$の層流域での測定値は，管の種類によって若干の差異はあるが，実線に比して約20％高い値を示す。$Re \gtrsim 3 \times 10^3$の乱流域においても管の種類によって若干の差異はあるが，測定値は$Re \lesssim 7 \times 10^3$では破線に比して約5～9％高い値を示し，一点鎖線に比して約−4～+11％の値を示す。また，$Re \gtrsim 7 \times 10^3$では測定値は従来の平滑管の式とは異なった傾向を示し，Reの増加とともに大きくなる。すなわち，溝の影響によるfの増加がより顕著にあらわれる。なお，試みに作成した3種類の溝付管の管摩擦係数の実験式を表3に示す。

4．2　熱伝達係数

図4は，熱伝達係数の測定値を$Nu/Pr^{0.4}$対Reの座標で示す。○印，△印および□印はそれぞれ溝付管1，2および3の測定値であり，●印は平滑管の測定値である。実線および破線は，それぞれDittus-Boelter[2]の式，管摩擦係数fにFilonenko[10]の式を用いたPetukhov[3]の式を示す。また，長破線，一点鎖線および二点鎖線は，fにそれぞれBlasius[9]の式，Colburn[9]の式およびFilonenkoの式を用いたGnielinski[4]の式を示す。なお，本実験のプラントル数Prの範囲は6.5から6.7であったので，PetukovおよびGnielinskiの式中のPrは6.5とした。

平滑管の場合，$Re \gtrsim 10^4$では，測定値はDittus-Boelterの式（実線）より約6～7％高く，Petukhov

表3．fの実験式

Tube type	Grooved (1)
$Re \lesssim 2000$	$f = 20.02/Re$
$3000 \lesssim Re \lesssim 7340$	$f = 0.084/Re^{0.25}$
$7340 \lesssim Re \lesssim 12800$	$f = 0.0014Re^{0.21}$
$12800 \lesssim Re$	$f = 0.0103$

Tube type	Grooved (2)
$Re \lesssim 2000$	$f = 20.8/Re$
$3000 \lesssim Re \lesssim 7120$	$f = 0.083/Re^{0.25}$
$7120 \lesssim Re \lesssim 12600$	$f = 0.002Re^{0.17}$
$12600 \lesssim Re$	$f = 0.0103$

Tube type	Grooved (3)
$Re \lesssim 2000$	$f = 22.49/Re$
$3000 \lesssim Re \lesssim 8200$	$f = 0.086/Re^{0.25}$
$8200 \lesssim Re \lesssim 13300$	$f = 0.0028Re^{0.13}$
$13300 \lesssim Re$	$f = 0.0097$

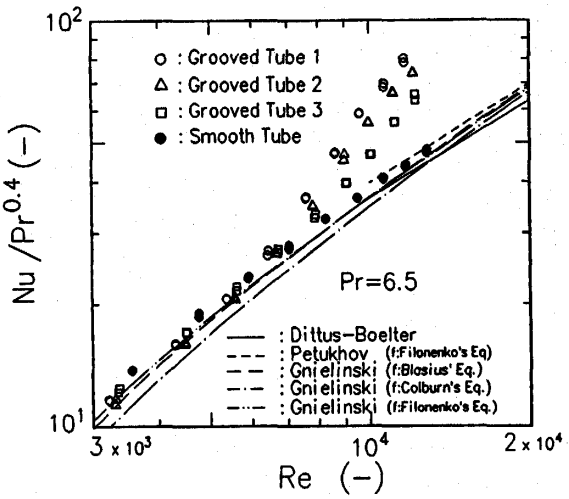


図4．実験結果と平滑管に関する従来の式との比較

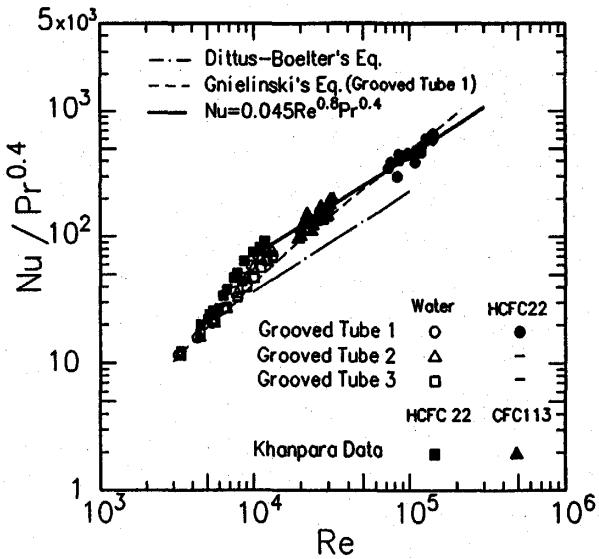


図6．熱伝達係数の実験結果と実験式

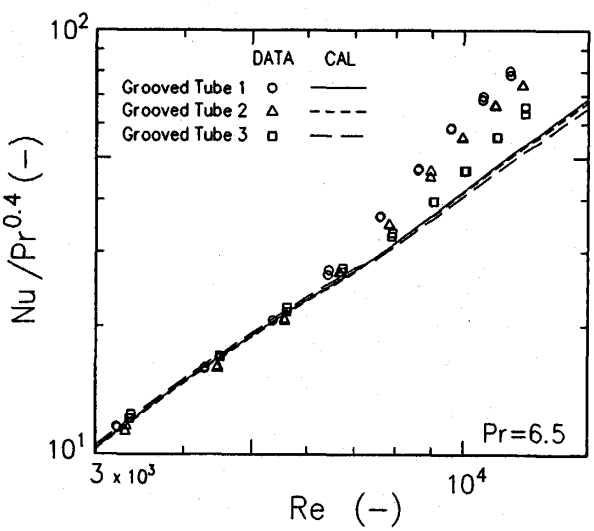


図5．実験式 f を用いた Gnielinski の式と実験値の比較

の式（破線）より約2％低い。$3\times10^3 \lesssim Re \lesssim 1.3\times10^4$ の本実験範囲全体では，測定値は，平滑管の管摩擦係数 f の測定値と一致している Colburn の式を用いた Gnielinski の式（一点鎖線）に対して約30％高い値を示すが，f に Blasius の式を用いた Gnielinski の式（長破線）とは＋4～＋11％以内の差異で一致している。

溝付管の場合，f に Blasius の式を用いた Gnielinski の式（長破線）に対して，全ての管の測定値は $Re \lesssim 7\times10^3$ では－2～14％以内の差異で一致するが，$Re \gtrsim 7\times10^3$ では溝付管1は約30～80％，溝付管2は約25～60％，溝付管3は約10～50％高い値を示す。すなわち，溝付管の伝熱促進効果は f におよぼす溝の影響がより顕著となる $Re \gtrsim 7\times10^3$ で現れる。また，$Re \lesssim 7\times10^3$ では，溝付管の f は平滑管に比して約20％高い値となるが，溝付管の熱伝達係数は平滑管と一致する。

図5は Gnielinski[4] の式中の f に表3の実験式を用いた計算値と測定値との比較を示す。各溝付管について，計算値は $Re \lesssim 7\times10^3$ では測定値とよく一致しているが，$Re \gtrsim 7\times10^3$ では図4と同様に測定値の方が高い値を示す。

図6は本実験および Khanpara[7] の溝付管（D = 9.52 mm, d = 8.38 mm, TF = 0.35 mm, h = 0.22 mm, β = 16～17.5°, N = 60）の熱伝達係数の測定値を $Nu/Pr^{0.4}$ 対 Re の座標で示す。○印，△印および□印はそれぞれ溝付管1，2および3の水の測定値，●印は蒸気圧縮式ヒートポンプシステムの実験[8] で得た HCFC22 の蒸気単相の測定値，■および▲印はそれぞれ Khanpara の CFC113 および HCFC22 の液単相の測定値を示す。破線は Dittus-Boelter[2] の式，一点鎖線は溝付管1の f の実験式を $Re \approx 2\times10^5$ まで拡張して Gnielinski[4] の式に用いたものである。$Re \lesssim 7\times10^3$ ではすべての溝付管の測定値は平滑管とほぼ一致するが（図4参照），$Re \gtrsim 7\times10^3$ では溝付管の伝熱促進の程度は溝付管のタイプによって異なる。そして，ほぼ同一のタイプの溝付管1，2および Khanpara の測定値は $10^4 \lesssim Re \lesssim 10^5$ の範囲におい

て，Dittus-Boelter の式（一点鎖線）に比して約70～125％高い値を示す。また $Re \approx 10^5$ 近傍の●印の測定値は，参考までに示した破線とよく一致している。$10^4 \lesssim Re \lesssim 2 \times 10^5$ の範囲の○，△，●，■および▲印の測定値は Dittus-Boelter の式の係数を修正した次式で近似できる。

$$Nu = 0.045\, Re^{0.8}\, Pr^{0.4} \tag{7}$$

上式を図中に太実線で示す。

5．結　言

平滑管および3種類の内面螺旋溝付管の圧力損失および単相熱伝達に関する実験を行い，以下の結論を得た。

(1) 平滑管の管摩擦係数 f は $Re \lesssim 2 \times 10^3$ では理論式とよく一致し，$Re \gtrsim 3 \times 10^3$ では Colburn[9] の式とよく一致した。しかし，$3 \times 10^3 \lesssim Re \lesssim 7 \times 10^3$ の範囲で熱伝達係数の予測に Gnielinski[4] の式を用いる場合には，管摩擦係数に Colburn の式よりも Blasius[9] の式を用いる方が良い。

(2) 内面螺旋溝付管の管摩擦係数 f は，$Re \lesssim 2 \times 10^3$ では平滑管の理論式に比して約20％高い値を示し，$3 \times 10^3 \lesssim Re \lesssim 7 \times 10^3$ では Blasius の式に比して約5～9％高い。また，$7 \times 10^3 \lesssim Re \lesssim 1.3 \times 10^3$ では平滑管の従来の式とは異なった傾向を示し，Re の増加とともに f は増加した。各溝付管の f の実験式も得た（表3）。

(3) 内面螺旋溝付管の熱伝達係数は $Re \gtrsim 7 \times 10^3$ で平滑管よりも高く，$Re \lesssim 7 \times 10^3$ では平滑管とほぼ一致している。なお，$Re \lesssim 7 \times 10^3$ では f が平滑管よりも高くなるのでこの範囲で内面螺旋溝付管を使用する優位性はない。また $Re \lesssim 7 \times 10^3$ では Gnielinski の式に f の実験式を用いた値と実験値とはよく一致した。

(4) 内面螺旋溝付管の熱伝達係数は $10^4 \lesssim Re \lesssim \lesssim 2 \times 10^5$ で Dittus-Boelter[2] の式の係数を修正した式(7)で近似できる。

参考文献

(1) 日本機械学会伝熱工学資料，改定第4版，(1986).

(2) Dittus, F. W., Boelter, L. M. K., *Univ. Calif. Publs Engng*, 2, 443, (1930).

(3) Petukhov, B. S., *Advances in Heat Transfer*, 6 (1970), 523.

(4) Gnielinski, V., *Int. Chem. Eng.*, 16-2 (1976), 359.

(5) 伊藤　正昭，木村　秀行，機論，B，45－389，(1979)，118.

(6) 吉田　駿，ほか3名，第20回日本伝熱シンポジウム講演論文，6，1983，154.

(7) Khanpara, J. C., ほか2名，*HTD-Vol. 68 ASME*, (1987), 35.

(8) 藤井　哲，ほか4名，機論投稿中（92-1714）.

(9) 植田 辰洋，気液二相流，養賢堂，(1981)，34.

(10) Filonenko, G. K., Teploenergetika. vol. 1, (1954), 40.

付　録　伝熱管の内壁面熱流束分布の計算

本実験において，伝熱管は，その外表面を一定間隔で離散的に加熱される。そこで，伝熱管の内壁面熱流束分布を把握するために，二次元定常熱伝導の計算を差分法を用いて行った。

付図1は図2(c)の斜線部分（0.4mm × 3mm）の計算モデルを示す。カンタル加熱線の接触部分（上部の左端から0.5mm の部分）では熱流束 q_H は一様とする。管内壁面では，熱伝達係数 α は一定で管内壁面から温度 T_s の冷却水に熱が伝わるとする。それ以外の境界面では断熱条件が成り立つとする。

付図2は差分格子を示す。差分格子点は，管軸方向には0.2mm 間隔で16点，半径方向には絶縁テープの部分を0.04mm 間隔で3点，銅管部を0.2mm 間隔で2点配置している（16×5の格子点）。

計算は投入電力が最小の場合（Q_H =284W）と最大の場合（Q_H = 1160W）の実験に対応した以下の2つの条件で行った。

(1) $q_H = 0.44 \times 10^5$ (W/m²)
$\alpha = 0.75 \times 10^3$ (W/m²·K)
$T_s = 20.0$ (℃)

(2) $q_H = 1.80 \times 10^5$ (W/m²)
$\alpha = 6.90 \times 10^3$ (W/m²·K)
$T_s = 20.0$ (℃)

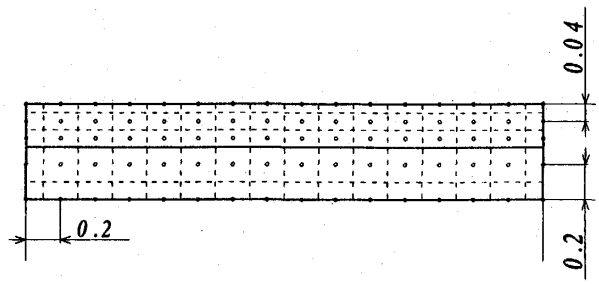
なお，加熱線の熱流束 q_H は次式で求めた。

$$q_H = Q_H / (t \times l)$$

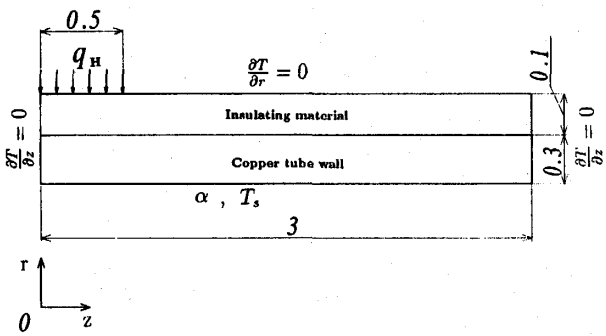
ここに，Q_H は加熱線への投入電力，t および l はそ

れぞれ加熱線の幅および長さを示す。

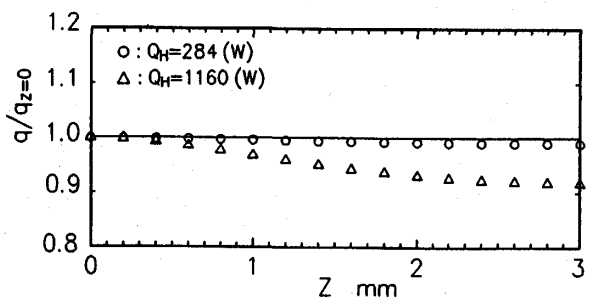
付図3は管内壁面での熱流束分布を示す。○および△印はそれぞれ $Q_H = 284W$ および $Q_H = 1160W$ の場合の計算結果である。$Q_H = 284W$ の場合，z 方向に熱流束はほぼ一様である。$Q_H = 1160W$ の場合は，z 方向に熱流束は減少するが，$z = 0$ mm での q と $z = 3$ mm での q の差異は約8％である。以上より，本実験においては管内壁面の熱流束は z 方向に一様とみなせる。



付図2．差分格子



付図1．計算モデル



付図3．管内壁面熱流束分布